

DOI: 10.7652/xjtub201303003

注液式高速切削主轴动平衡装置设计及其性能研究

章云¹, 梅雪松^{1,2}, 胡振邦¹, 许睦旬¹, 王磊¹

(1. 西安交通大学机械工程学院, 710049, 西安;

2. 西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 为有效抑制高速切削主轴的不平衡振动,提出了适用于该类主轴的注液式在线动平衡装置,并讨论了该装置的工作原理及平衡终端的结构特性。为了实现喷液量的精密控制,通过控制液压系统喷射管道的直径、液体压力等参数,使平衡液体处于层流运动状态。通过分析平衡终端内、外圈径向位移与转速的关系,验证了该装置在高速旋转下的安全性。在研究该装置的平衡能力及精度的基础上,通过合理设计液体容腔,实现了喷液量与平衡配重间的线性关联。此外,还提出了考虑初次试重预估的迭代矢量反馈平衡控制策略,从而满足了该装置用于高速平衡时的特殊需求。高速主轴动平衡实验的结果表明,在 20 700 r/min 时,通过平衡操作可使主轴不平衡振动的幅值下降约 78.8%,从而验证了该平衡装置及其平衡控制策略的有效性。

关键词: 高速主轴;动平衡装置;平衡控制策略

中图分类号: TH113.25 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2013)03-0013-05

Design and Performance Analysis of Hydrojet-Typed Balancing Device for High-Speed Machine Tool Spindle

ZHANG Yun¹, MEI Xuesong^{1,2}, HU Zhenbang¹, XU Muxun¹, WANG Lei¹

(1. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: An online hydrojet-typed balancing device for high-speed cutting spindle is proposed for reducing the unbalance vibration. The working principle of this balancing device and the structural characteristics of the balancing head are discussed. The aim of laminar motion of balancing liquid is realized according to the calculation of the liquid flow rate and the liquid Reynolds number, the mechanical reliability of this device is verified by analyzing the relationship between the rotating speed and the radial displacement of balancing head, and the relationship between the balancing capacity and liquid mass is analyzed. Combining iterative vector feedback method with first count weights estimating algorithm, the automatic balance control strategy is proposed to meet the requirements of high-speed balancing. The experiment of a high-speed spindle system with the balancing device demonstrates that the unbalance response is reduced by 78.8% at 20 700 r/min.

Keywords: high-speed machine tool spindle; online automatic balancing device; balance strategy

在高速旋转条件下,任何微小的不平衡都会导致主轴的强烈振动^[1-2],虽然主轴出厂时会进行高速

收稿日期: 2012-08-21。 作者简介: 章云(1983—),男,博士生;梅雪松(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家“973 计划”资助项目(2009CB72405);国家自然科学基金资助项目(51075321)。

网络出版时间: 2013-01-10

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20130110.1159.002.html>

动平衡处理,但主轴换刀时刀具微小的不对中都会破坏原有的动平衡状态。此外,主轴高速旋转时引起的离心膨胀,也会破坏主轴的动平衡状态。因此,有必要研究主轴在线动平衡技术,以减小由不平衡导致的振动。

传统的在线动平衡装置主要应用在磨床、汽轮机等低速、大型集中质量的回转机械中,但这类装置难以适应高速切削主轴的平衡需要,主要原因在于:①切削主轴旋转部件的质量相对磨床等回转机械的质量要小得多,此时传统平衡装置的质量相对过大,会改变转子原有的模态特性;②平衡对象的质量越小、转速越高,在相同平衡品质下允许的残余不平衡量就越小,因此对平衡装置的最小平衡能力提出了更为苛刻的要求;③当主轴高速旋转时,试重误判会导致振动的急剧增强,甚至损坏主轴组件,因此对平衡试重的准确性提出了更高的要求。

转子在线动平衡技术主要包括被动平衡技术和主动平衡技术^[3],由于被动平衡技术的精度有限,因此在工业现场很少应用。转子主动平衡技术通常分为 2 类:①直接主动振动控制方式,该方式没有从本质上消除不平衡量,在超高速下难以提供足够大的补偿力去抵消失衡离心力;②质量重新分布控制方式,这种方式相对应用较广泛,并衍生了电机驱动式、电磁力驱动式、外部填充式等多种控制形式^[4-7],其中外部填充式是唯一能实现定向质量补偿的控制技术,它不用向平衡终端输送驱动控制信号,不仅省略了配重块路径的寻优过程,而且结构简单,易于轻量化。

国内从 80 年代开始,针对在线动平衡技术也进行了大量的研究^[8-11],但平衡转速基本在 5 000 r/min 以下,平衡精度也不太高,和世界先进水平相比仍有较大差距。目前,国内高速、高精度在线平衡装置主要依靠国外进口,价格十分昂贵,甚至与主轴价格持平。因此,为满足高速切削主轴在线动平衡的需求,本文分析了基于外部填充控制方式的注液式平衡装置的工作原理,研究了该装置的高速切削主轴的在线动平衡技术。

1 工作原理及平衡终端设计

1.1 工作原理

如图 1 所示,注液式动平衡装置主要由平衡终端、液压系统、测控系统 3 部分组成。平衡终端由内圈和外圈组成,其内部有沿圆周均匀分布的 4 个液体容腔,可通过向不同容腔注入平衡液体的方式实

现旋转部件的质量分布调整。液压系统包括液压泵、稳压阀、电磁阀及喷头等机构,主要用于产生一定压力的液体束,并喷入平衡终端径向位置上的液体槽中。测控系统包括传感器和控制器 2 部分,传感器主要用于采集转子振动信息及转速,为控制器提供数据支撑,控制器根据转子振动状态的变化,判断失衡方位,并将指令发送给液压系统。

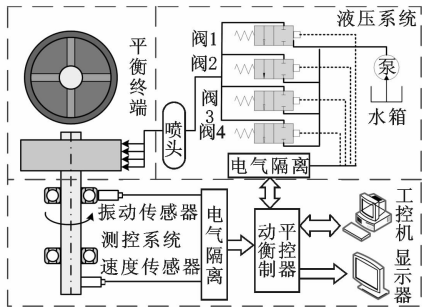


图 1 注液式动平衡装置工作原理图

1.2 平衡终端结构设计

如图 2 所示,平衡终端内圈的内壁上设有 4 道环形沟槽,每道水槽内各设有一个径向通孔,通孔在圆周上均匀分布。沿平衡终端的外圈内侧周向,分别设有 4 个相互独立的内凹结构,这些内凹结构与内圈环形沟槽内的径向通孔一一对应,两者连通形成独立的液体腔^[12]。在平衡终端内圈的内侧沿周向均匀布置 8 个配重孔,用于自身动平衡配重。终端内、外圈采用过盈配合,并整体随主轴同步旋转。

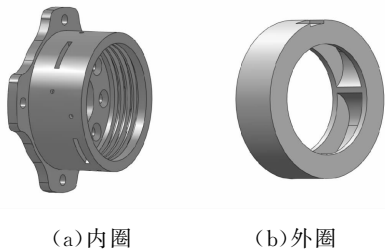


图 2 平衡终端结构三维图

根据动力学可知,平衡终端质量越大,对转子的模态特性影响就越大,因此在保证平衡终端强度要求的前提下,要尽量实现平衡终端的轻量化。考虑了强度及加工等因素后,工业现场平衡终端的质量通常在几千克左右,对于大型机组,甚至达到几十千克。本文选择了超硬铝作为平衡终端材料,在 4 个液体腔都充满平衡液体的状态下,整个平衡终端的质量约为 350 g,显然,该平衡终端对转子模态的影响较小。

2 平衡装置性能分析

2.1 液压系统流体特性分析

液体喷射状态受液体黏度、表面张力以及液体流速的共同影响,其中液体黏度、表面张力可以通过控制液体温度来调节,液体流速可通过系统压力、喷嘴口径共同控制。在实际应用中,液体温度基本恒定,因此喷嘴直径应尽量小型化,以实现高精度喷液量的控制。综合考虑加工工艺及流体特性的要求,在内径为1 mm的紫铜细管上沿径向开0.8 mm的细孔作为喷射口。在喷嘴直径固定的情况下:若液体压力过大,则喷嘴处的液体束呈发散状,且液体容易在内圈沟槽反溅;若液体压力过小,当平衡终端安装在带有摆头的主轴系统中时,重力对液体喷射方位的影响不可忽略。结合实验分析发现:流量与系统压力基本呈线性关系,当液压控制在0.04 MPa时,液束收缩性较好;当流体管道直径、液压系统压力确定后,可计算喷嘴的流量

$$q = \frac{0.0347kd^2 p^{1/2}}{\eta^2} = 1.974 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s} \quad (1)$$

式中: d 为喷嘴孔径; p 为系统压力; η 为喷嘴效率系数,考虑到喷头流道同时存在柔性管道及直角转折,取 η 为1.5; k 为喷嘴个数。

液体的流速

$$\tau = q/(\pi r^2) = 3.927 \text{ m/s} \quad (2)$$

式中: r 为液体喷射口半径。实质上,流体状态可分为层流和紊流2种形态,紊流形态下的流体,质点运动杂乱无章,因此在设计中应使流体避免处于该形态。通常情况下,雷诺数 $Re < 1800$ 为层流状态,本文液压系统中流体的雷诺数

$$Re = \tau d / \nu = 351.73 \quad (3)$$

式中: ν 为液体的运动黏度。

为进一步验证上述计算的结果,在系统液压为0.04 MPa时,通过实测可知喷液流量为1.65 g/s,由此可知实际测得的液体流速

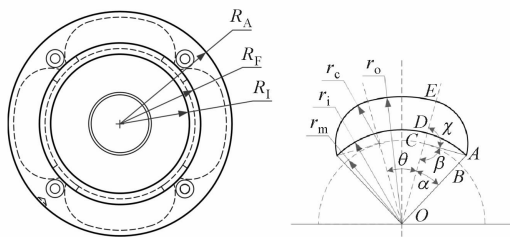
$$\tau' = m/(\rho_b \pi r^2) = 3.957 \text{ m/s} \quad (4)$$

式中: ρ_b 为平衡液密度,取为0.83 g/cm³; m 为喷液质量。对比式(2)、式(4)可以发现,通过理论推导的结果与实验测试结果非常相近,因此通过合理控制液压系统压力,可使液体运动处于层流状态,此时,喷射液体将保持较好的液束形状,这有利于实现对液压系统喷液量的精密控制。

2.2 平衡终端内、外圈过盈联接分析

如图3所示,终端内圈和外圈通过过盈配合的

形式装配。在高速旋转时,由于离心力的作用,使装配过盈量发生变化,为确保不会发生松脱现象,需分析过盈量与转速的关系。



(a) 内、外圈配合

(b) 内部容腔形状

R_A : 外圈外半径; R_F : 外圈内半径/内圈外半径; R_I : 内圈内半径;
 r_o : 容腔外半径; r_i : 容腔内半径; r_c : 倒角半径; r_m : 倒角定位圆半径;
 θ : 扇形区域夹角; α, β, γ : 与液体容腔形状相关的几何定位角;
 A, B, C, D, E : 与液体容腔形状相关的几何定位点

图3 平衡终端的内部结构图

平衡终端内、外圈过盈部分类似空心圆盘结构,根据力学推导,可得动态径向位移

$$u(r) = \frac{3+\lambda}{8E_f} \rho \Omega^2 r \left((1-\lambda)(R_2^2 + R_1^2) + (1+\lambda) \frac{R_2^2 R_1^2}{r^2} - \frac{1-\lambda^2}{3+\lambda} r^2 \right) \quad (5)$$

式中: λ 为泊松比; Ω 为角速度; ρ 为材料密度; E_f 为弹性模量; R_1, R_2 为不同截面的半径,且 $R_2 > R_1$ 。

残余过盈量

$$\delta_i = u_o(R_F) - u_i(R_F) = \frac{3+\nu}{4E_f} \rho \Omega^2 R_F (R_A^2 - R_I^2)$$

$$R_A = 47 \text{ mm}, \quad R_F = 33 \text{ mm}, \quad R_I = 28 \text{ mm} \quad (6)$$

式中: u_i, u_o 分别为平衡终端内、外圈的径向位移。

如图4所示,当主轴高速旋转时,外圈径向位移大于内圈,当达到松脱转速时,过盈联结将失效。从图5中也可看出,随着预过盈量的增加,松脱转速也相应提高,实际工程中还必须保留一定的过盈量,以提供摩擦力驱动外圈进行加减速。此外,还要综合考虑热效应、多种联接方式并存等因素的影响。

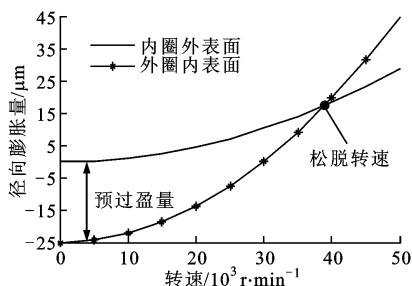


图4 内、外圈径向膨胀量随转速的变化曲线

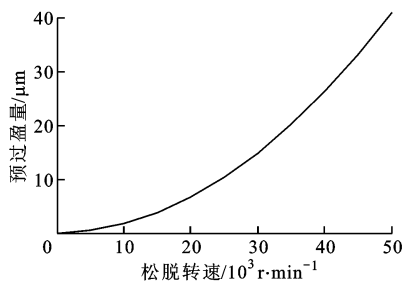


图 5 松脱转速与预过盈量之间的关系

2.3 系统平衡能力分析

如图 3b 所示,若将容腔平面结构分为中间扇形和两侧不规则弧形,则中间扇形区域的面积为

$$S_0 = \int ds = \int_0^\theta \int_{r_o}^{r_i} r dr d\theta = f_1(r_i),$$

$$r_o = 44.5 \text{ mm}, r_i = 33 \text{ mm}, \theta = \pi/6 \quad (7)$$

两侧不规则弧形部分中,三角形 COA 的面积为

$$S_{COA} = [k(k - r_m)(k - r_i)(k - r_c)]^{1/2} = f_2(r_i),$$

$$r_m = 29.5 \text{ mm}, r_c = 15 \text{ mm} \quad (8)$$

式中: k 为三角形半周长。根据余弦定理可知 χ 、 α , 从而可计算扇形区域 ECA、DOA 的面积分别为

$$S_{ECA} = \chi r_c^2 / 2 = f_3(r_i); S_{DOA} = \alpha r_i^2 / 2 = f_4(r_i) \quad (9)$$

由式(8)、式(9)可得右侧不规则弧形的部分面积为

$$S_{DEA} = S_{COA} + S_{ECA} - S_{DOA} \quad (10)$$

由此可知,单个容腔的总体积为

$$V = h(S_0 + 2S_{DEA}) = f(r_i) \quad (11)$$

式中: h 为容腔宽度, $h = 21 \text{ mm}$ 。令 $x = r_i$, 则单个容腔的最大平衡能力

$$U = \int_{r_o}^{r_i} x \rho f'(x) dx \quad (12)$$

当相邻的 2 个容腔充满平衡液时,平衡终端具有最大平衡能力,即

$$U_{\max} = 1.414U = 489.47 \text{ g} \cdot \text{mm} \quad (13)$$

根据电磁阀切换频率及流速可估算系统最小喷液量,结合对容腔的分析,可得最小平衡能力

$$U_{\min} = 3.62 \text{ g} \cdot \text{mm} \quad (14)$$

在实际应用中,可通过进一步降低液压系统压力、提高电磁阀切换频率及减小液体容腔外径等手段减小 $U_{\min}$,从而达到提高系统灵敏度的目的。如图 6 所示,系统平衡能力随喷液量的增加而增大,在合理设计液体腔的前提下,可以使系统平衡能力与喷液量成近似线性关系。这表明,在平衡控制中,只需线性控制电磁阀通断时间,就能实现系统不平衡量的精

确分布,从而大大地缩短了系统的计算时间,简化了液体的喷射流程。

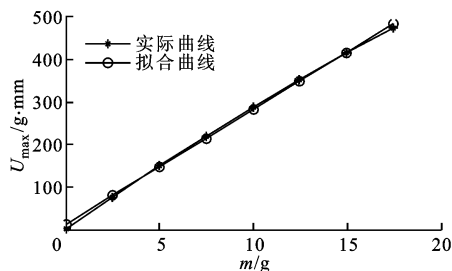


图 6 系统平衡能力与喷液量的关系

3 动平衡控制策略

根据基于矢量反馈的平衡方法原理^[13],在主轴平稳运行状态下,不平衡量与振动响应之间存在明确的关联关系,即可通过计算得到抵消原始失衡振动所需的校正质量。

3.1 初次试重预估问题

在高速旋转状态下,微弱不平衡量都会导致明显的振动,因此所加试重既要引起足够的试重响应,又要避免盲目试重导致的振动恶化。根据转子动力学的分析可知,失衡转子的运动微分方程为

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + kx = M\epsilon\Omega^2 \cos(\Omega t + \theta) \quad (15)$$

对应强迫振动的稳定解为

$$x_\epsilon = \epsilon \frac{\Omega^2 \cos(\Omega t + \theta - \psi)}{[(\omega^2 - \Omega^2)^2 + 4\zeta^2 \omega^2 \Omega^2]^{1/2}}$$

$$\omega = (k/M)^{1/2}; \quad \zeta = c/2M\omega \quad (16)$$

式中: ζ 为系统阻尼比; ψ 为对应方向上的机械滞后角; ω 为系统临界转速; M 为系统质量。

显然,在转子稳定强迫振动中,转子机械振动相位将滞后于不平衡量相位,且滞后角

$$\psi = \arctg\left(\frac{2\zeta\omega\Omega}{\omega^2 - \Omega^2}\right) \quad (17)$$

在实际测量时,式(15)~式(17)中各变量的相位都是通过鉴相传感器截取鉴相点作为参考的,如图 7 所示。滞后角与鉴相点到不平衡位置的角度 Φ 具有如下关系

$$\Phi = \varphi + \alpha - \pi/2 + \psi \quad (18)$$

式中: φ 为鉴相点到振动传感器的角度; α 为振动响应到正向零点间的角度。由此,联合式(17)、式(18),可实现失衡方位的预估。

3.2 多次试重迭代问题

由于平衡液体为非拆除量,即试重只能增加,而无法减少,因此每次计算影响系数及配重时,都是建

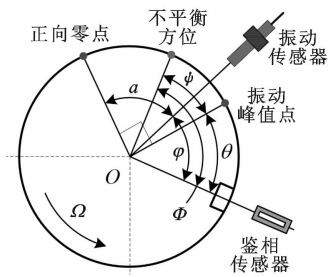


图7 滞后角与不平衡方位的确定

立在上一次喷液的结果之上的。在迭代运算的情况下,第*i*次喷液后的计算影响系数

$$G_i = \frac{v_i - v_{i-1}}{W_i}, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (19)$$

式中: W_i 为第*i*次喷液量; v_{i-1} 为第*i*-1次喷液后的振动量; v_i 为第*i*次喷液后的振动量。

为抑制 v_{i-1} ,需要施加配重 W ,以保证残余振动量为0,即

$$v_r = v_{i-1} + G_i W = 0 \quad (20)$$

对式(20)求解可得

$$W = \frac{-v_{i-1}}{v_i - v_{i-1}} W_i \quad (21)$$

对于注液式平衡装置,应抑制 v_r 。第*i*+1次的喷液量为

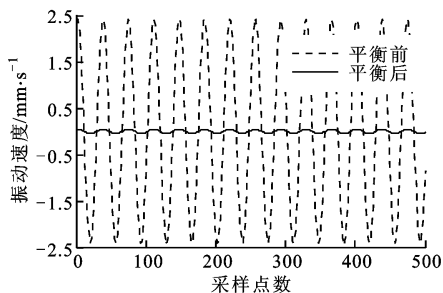
$$W_{i+1} = W - W_i = -\frac{v_i}{v_i - v_{i-1}} W_i \quad (22)$$

4 系统验证

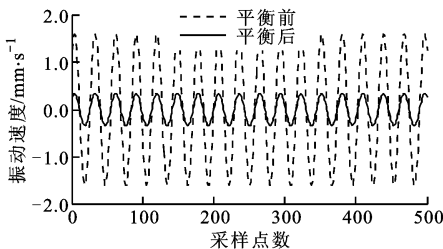
为验证注液式自动平衡装置在高速下的平衡效果,本文通过建立的高速主轴实验台来模拟高速机床主轴的工况,实现高速高精度下动平衡的验证。动平衡实验从低速到高速逐步进行,平衡转速分别为16 500 r/min、20 700 r/min,平衡效果如图8所示。

当转速为16 500 r/min时,对主轴进行第1次动平衡,从图8a中可以看出,平衡后的振动速度由2.41 mm/s降至0.05 mm/s,之后继续增速,同时检测不平衡量振动速度。当转速达到20 700 r/min时,主轴失衡振动随着转速的升高而增大,此时对主轴进行第2次动平衡。从图8b中可以看出,经第2次平衡后,不平衡量的振动速度由1.60 mm/s降至0.34 mm/s,振动速度的降幅达78.8%。随着平衡过程的进行,主轴噪音显著降低,基座振动下降亦非常明显。对比图8a与图8b可以看出,16 500 r/min

时的平衡效果要比20 700 r/min时好,这主要是随着转速的升高,非失衡故障导致的转频振动也会有一定的增加,从而影响了高速下振动抑制的效果。



(a) 16 500 r/min



(b) 20 700 r/min

图8 主轴平衡前、后的转频振动效果

实验主轴采用滚动轴承支承,其振动信号较为复杂,当完成平衡操作后,由于少量残余失衡量在16 500 r/min转速下所引起的转频振动被湮没在干扰信号中,因此影响了平衡精度的进一步提高。当转速增大到20 700 r/min时,由残余失衡量导致的振动随之增大,即信噪比提高,从而可以对主轴进行二次精细平衡。

5 结论

本文以高速机床主轴为研究对象,提出了一种适用于高速切削主轴的注液式平衡装置,并分析了该装置的流体特性、过盈联接关系及平衡能力,结合初次试重预估及迭代矢量反馈技术,研究了注液式平衡装置的平衡控制策略,实现了主轴在线动平衡。得到的结论如下。

(1)本文所研究的注液式高速切削主轴平衡装置具有附加质量小、平衡控制精度高的特点,适用于高速切削主轴的动平衡。

(2)通过采用迭代矢量反馈平衡控制策略,平衡装置可有效抑制主轴失衡振动。

(3)注液式平衡装置可在20 700 r/min时进行平衡操作,平衡后最高运行速度为27 000 r/min。

(下转第23页)